

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ

*KONSTRUKCE VÁLEČKOVÉHO
DOPRAVNÍKU TLUSTÝCH PLECHŮ*

*DESIGN OF ROLLER CONVEYOR
FOR THICK PLATES*

Vedoucí bakalářské práce:
Student:

Ing. Michal Kolesár
Robert Říha

Ostrava 2010

PROHLÁŠENÍ STUDENTA

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

DÁLE PROHLAŠUJI, ŽE

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě

.....

Podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŘÍHA, R. *Konstrukce válečkového dopravníku tlustých plechů: bakalářská práce.*, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 35 stran. Vedoucí práce: Kolesár, M.

Tato práce řeší problematiku návrhu válečkového dopravníku tlustých plechů. V úvodu jsou popsány možnosti výběru různých konstrukčních koncepcí. Následně je vybráno a zdůvodněno řešení pro tuto práci, provedena kapacitní úvaha, provedeny výkonové a pevnostní výpočty. Dále jsou uvedeny doporučení pro provozování a údržbu zařízení včetně bezpečnostních a ekologických hledisek.

V závěru jsou zhodnoceny výhody a nevýhody navrženého řešení.

ANNOTATION OF THESIS

ŘÍHA, R. *Design of Roller Conveyor for Thick Plates: Bachelor Thesis*, Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanics Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010, 35 p. Thesis head: Kolesár, M.

This thesis deals with design problems of roller conveyor for thick plates. At the beginning of the thesis, there are described possibilities of selection for various constructive conceptions. Consequently, a solution of this work is chosen and justified a capacity consideration is calculated, performance and strength calculations are done. Farther, there are mentioned recommendations for operation and maintenance of the equipment including safety and environmental aspects. In conclusion, the thesis evaluates advantages and disadvantages of designed solution.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	7
1. ÚVOD	9
1.1. Cíl bakalářské práce	9
2. VOLBA TYPU VÁLEČKOVÉHO DOPRAVNÍKU	9
2.1. Všeobecně	9
2.2. Volba pohonu	12
2.3. Volba typu válečku	13
2.4. Kapacitní úvaha	17
3. VÝPOČET POHONU	18
3.1. Zatížení válečku	18
3.2. Podmínky výpočtu	19
3.3. Výpočet zatížení	19
3.4. Předběžný výpočet výkonu motoru	21
3.5. Stanovení převodu	21
3.6. Dílčí točivé momenty	22
3.7. Výpočet momentu setrvačnosti	23
3.8. Celkové krouticí momenty	25
3.9. Zátěžový diagram	27
3.10. Volba převodového motoru	28
3.11. Volba spojky	28
4. PEVNOSTNÍ KONTROLA VÁLEČKU	29
4.1. Mezní stavy	29
4.2. Základní rovnice	30
4.3. Dynamická síla	30
4.4. Ohybové a krouticí momenty	34
4.5. Redukované momenty	36
4.6. Redukovaná napětí a bezpečnost válečku	37
4.7. Kontrola svarového spoje	38
4.8. Vyhodnocení pevnostní kontroly	40
4.9. Volba ložiska	41
5. DOPORUČENÍ PRO PROVOZ A ÚDRŽBU	42
5.1. Ovládání	42
5.2. Mazání	42
5.3. Všeobecné pokyny pro údržbu	43
6. BEZPEČNOST A EKOLOGIE	44
7. ZÁVĚR	45
POUŽITÁ LITERATURA	46
SEZNAM PŘÍLOH	46

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

A	Délka těla válečku	[m]
a	Zrychlení dopravovaného materiálu	[m.s ⁻²]
a _{1,2}	Výška svaru	[m]
b	Šířka dopravovaného materiálu	[m]
B	Vzdálenost osy ložiska od těla válečku	[m]
B _L	Šířka ložiska	[m]
C	Vzdálenost ložisek (podpor)	[m]
d _l	Valivý průměr ložiska válečku	[m]
d _c	Průměr čepu v místě náboje spojky	[m]
d _{c1}	Průměr čepu v místě jeho vsazení do čela válečku	[m]
d _{c2}	Průměr čepu v místě jeho přivaření k čelu válečku	[m]
D	Průměr těla válečku v místě valení materiálu	[m]
D _L	Vnější průměr ložiska	[m]
D _v	Průměr těla válečku (vnitřní)	[m]
e	Rozteč válečků	[m]
e _l	Skutečné vyložení plechu přes váleček	[m]
E _m	Modul pružnosti dopravovaného materiálu	[MPa]
E _v	Modul pružnosti materiálu válečku	[MPa]
f	Součinitel smykového tření	[-]
F _D	Dynamická síla pohybujícího se plechu	[N]
F _{Dr}	Radiální složka dynamické síly	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
ΔG	Střední efektivní zatížení válečku od tíhy dopravovaného materiálu	[N]
ΔG _{max}	Maximální zatížení válečku od tíhy dopravovaného materiálu	[N]
h	Výška materiálu nad hranou válečku	[m]
i	Celkový převod	[-]
I _m	Moment setrvačnosti od dopravovaného materiálu	[kg.m ²]
I _v	Moment setrvačnosti válečku	[kg.m ²]
I _{xm}	Kvadratický moment průřezu S _{max}	[m ⁴]
I _{xv}	Kvadratický moment těla válečku	[m ⁴]
k _{1,2,3}	Součinitele efektivního zatížení válečku	[N.m ^{x/y}]
k ₄	Převodní součinitel svaru	[-]
k _c	Celková bezpečnost válečku	[-]
k _e	Bezpečnost svaru	[-]
k _m	Tuhost dopravovaného materiálu	[N.m ²]
k _v	Tuhost materiálu válečku	[N.m ²]

L_d	Projektovaná vzdálenost mezi přepravovanými plechy	[m]
L_{min}	Minimální délka dopravovaného materiálu z hlediska výpočtu středního efektivního zatížení	[m]
L_s	Projektovaná mezera mezi přepravovanými plechy	[m]
m_m	Hmotnost přepravovaného materiálu	[kg]
m_v	Hmotnost válečku	[kg]
M_k	Krouticí moment (obecně)	[N.m]
$M_{o1,2,3}$	Ohybové momenty v příslušných kritických místech	[N.m]
M_{RED}	Redukovaný moment	[N.m]
n_m	Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
P_p	Předběžný výkon motoru	[kW]
q_l	Rovnoměrné zatížení (vyložení plechu)	[N.m ⁻¹]
$q_{c,d}$	Rovnoměrné zatížení válečku při daném mezním stavu	[N.m ⁻¹]
Q	Dopravní výkon	[t.h ⁻¹]
Q_r	Roční kapacita	[kt/rok]
Q_L	Množství tuku na jedno domazávací období	[g]
$R_{A,B}$	Reakce v podporách (ložiskách) válečku	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S	Plocha příčného průřezu dopravovaného materiálu	[m ²]
S_{max}	Maximální plocha příčného průřezu dopravovaného materiálu	[m ²]
$t_{s1,2}$	Základna svaru	[m]
$W_{o1,2,3}$	Průřezové moduly pro ohyb v příslušných místech	[m ³]
W_k	Průřezový modul pro krut	[m ³]
y_m	Průhyb vyloženého konce plechu	[m]
y_v	Průhyb válečku	[m]
α	Úhel nárazu plechu do válečku	[°]
β	Součinitel velikosti svaru	[-]
γ	Měrná tíha dopravovaného materiálu	[N.m ⁻³]
η	Celková účinnost převodovky	[-]
μ	Součinitel tření v ložisku	[-]
ξ	Rameno valivého odporu	[mm]
ρ	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg.m ⁻³]
σ_D	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]

1. ÚVOD

Účelem válečkového dopravníku je přepravit předměty z jednoho místa na druhé. Jedná se zde o pohyb materiálu po vázané dráze s mechanickým přenosem sil z pohonné jednotky na přepravovaný materiál. Volbou vhodného typu dopravníku chceme docílit, aby byla přeprava efektivní, bezpečná a pokud možno s co nejmenšími dopady na okolí. Jde zejména o hlučnost a znečištění úkapy oleje či mazacích tuků apod.

1.1. *Cíl bakalářské práce*

Cílem práce je navrhnout a ověřit koncepci celého válečkového dopravníku, navrhnout pohon a provést pevnostní kontrolu válečku jako klíčové součásti celého zařízení. Není zde řešeno zatížení základů (jako podklad pro stavební zadání) ani pevnostní kontrola rámů a dalších součástí zařízení.

2. VOLBA TYPU VÁLEČKOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1. *Všeobecně*

Všeobecně rozdělujeme válečkové dopravníky podle těchto hledisek. [1]:

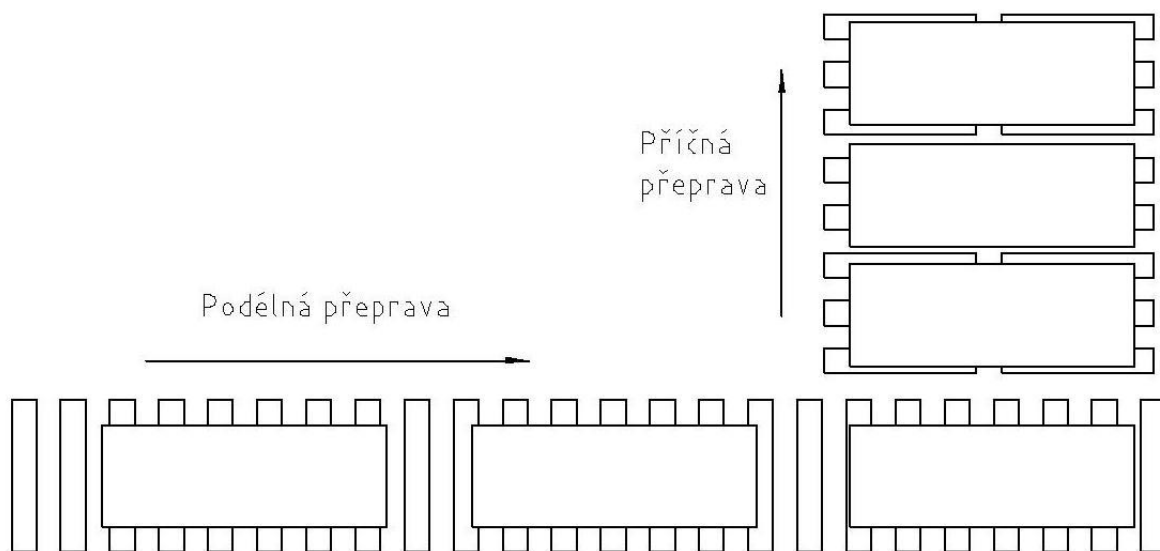
- Podle směru přepravy
- Podle pohonu
- Podle orientace předmětu
- Podle konstrukce válečku

Podle směru přepravy dělíme válečkové dopravníky na přímé, obloukové a šikmé. Tedy přepravující předměty šikmo vzhůru nebo dolů (Obrázek 1).



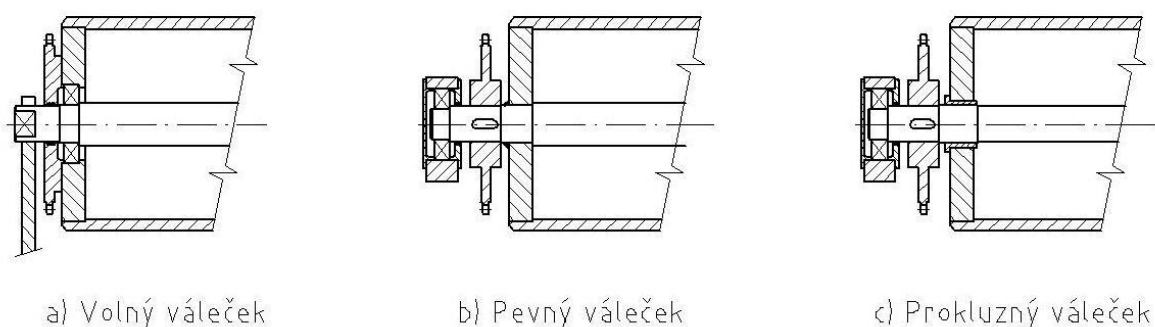
Obrázek 1 - Válečkové dopravníky z hlediska směru přepravy

Podle pohonu dělíme dopravníky na poháněné a nepoháněné a gravitační. Podle orientace předmětu rozlišujeme dopravníky pro podélnou a pro příčnou přepravu (Obrázek 2).



Obrázek 2 - Válečkové dopravníky z hlediska orientace předmětu

Konečně dle konstrukce dělíme válečky na volné, pevné a prokluzné (Obrázek 3).



Obrázek 3 - Konstrukce válečků

V našem případě se jedná o přepravu tlustých plechů podélně v přímém vodorovném směru. Řešit budeme tedy pouze typ pohonu, zda individuální či skupinový.

U individuálního pohonu, zda uchytit na rám motor a převodovku zvlášť s použitím dvou spojek (mezi motorem a převodovkou a mezi převodovkou a válečkem) nebo zda použít převodový motor s jednou spojkou mezi touto pohonnou jednotkou a válečkem. Nebo převodový motor s plochou převodovkou a dutým výstupním hřídelem (nasazený přímo na čep válečku). U skupinového pohonu pak můžeme řešit rozvod výkonu na jednotlivé válečky ve skupině pomocí řetězového rozvodu nebo ozubenými převody.

Zde můžeme volit mezi rozvodovkou s vloženými čelními ozubenými koly nebo a transmisní hřídelí s kuželovými ozubenými koly. Dále se můžeme rozhodnout, jaký typ válečku použijeme. Jak bylo výše uvedeno, lze volit volný, pevný nebo prokluzný váleček. Ve všech případech pak může být váleček (z hlediska tvaru pracovní části) hladký nebo kotoučový. A to buď dutý, nebo plný.

2.2. Volba pohonu

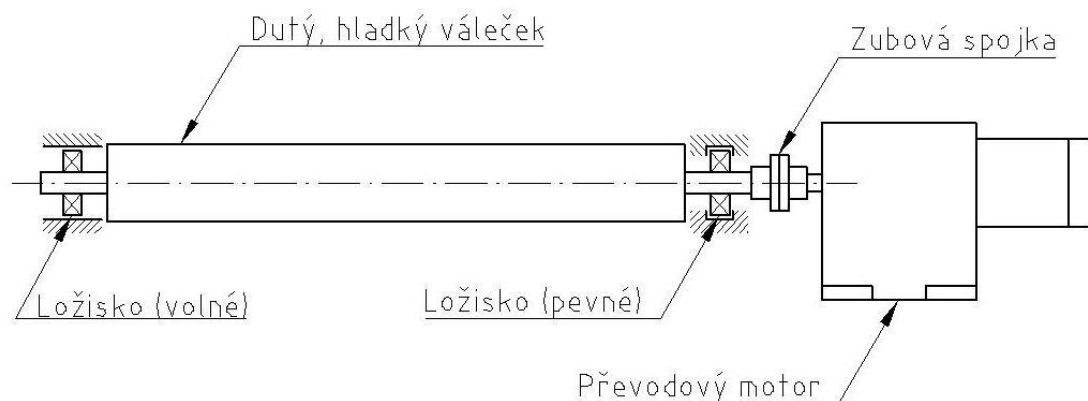
U transportních válečkových tratí ve válcovných plechů je kombinovaný požadavek na velkou únosnost tratě při vysoké dopravní rychlosti. Podmínky těžkého provozu ve válcovných vyžadují předimenzování motorů, ložisek, spojek i vlastních válečků. Rovněž je zde požadavek na rychlou výměnu poškozeného válečku. Z těchto důvodů nejsou vhodné řetězové rozvody. Zejména z hlediska požadavku na vysoké rychlosti, ale především kvůli požadavku na rychlou výměnu válečku. Řetězové rozvody je sice možno řešit jako rychloběžné, ale při souběhu požadavků na vysokou rychlost i velký krouticí moment by systém vedení, napínání a mazání řetězu neúměrně zkomplikoval konstrukci a tím prodražil celé zařízení.

Volba individuálního nebo skupinového uspořádání pohonu není jednoznačná z technického hlediska. To znamená, že v tomto případě nelze najít jednoznačně lepší řešení pouze na základě technických a ekonomických ukazatelů.

Hlavní výhodou skupinového uspořádání je menší celkový instalovaný příkon motorů než u individuálního uspořádání. Vzhledem k menšímu počtu motorů je zde také jednodušší elektro část napájecí i ovládací.

Na druhé straně je zde nutnost instalace rozvodovek a tím prodloužení cesty přenosu krouticího momentu od motoru k válečku. Tím dochází ke snížení účinnosti celého zařízení. Rovněž zde vstupují další náklady spojené s údržbou zařízení navíc (rozvodovky, spojky). U individuálního uspořádání je tomu přirozeně naopak. Navíc, skutečný příkon motorů není tak výrazně vyšší jak by naznačoval instalovaný příkon. Tato skutečnost je způsobena použitím technologicky pokročilých způsobů napájení a regulace motorů pomocí frekvenčních měničů. Tyto umožňují nejen použití jednodušších a levnějších střídavých asynchronních motorů, ale především umožňují ekonomický chod nezatížených motorů a tím částečně eliminují hlavní nevýhodu individuálního uspořádání.

Z těchto důvodů volím individuální uspořádání. Jednotlivé pohonné jednotky volím jako převodové motory. Tedy přírubový elektromotor je přímo připojen na převodovou skříň a hnací pastorek je nalisován přímo na hřídel motoru (Obrázek 4). Plochou převodovku nevolím kvůli přídavnému ohybovému momentu na čepu válečku.



Obrázek 4 - Schéma zvoleného uspořádání válečku

Toto uspořádání volím z těchto důvodů:

- Úspora místa
- Absence spojek
- Menší množství spojovacího materiálu
- Menší nároky na montáž
- Lepší garanční podmínky

2.3. Volba typu válečku

V těžkých provozech válcoven a tam, kde chceme mít jistotu zachování režimu dopravy, se zpravidla volí pevné válečky [2]. To znamená takové konstrukční řešení kde je tělo válečku pevně spojeno s čepy nebo hřídelí. Krouticí moment se pak přenáší z pohonné jednotky na čep (respektive na hřídel) a z něj na tělo válečku. To pak nese a současně přemísťuje (odvaluje) dopravovaný předmět. V našem případě tlustý plech.

Vzhledem k tomu, že navrhovaný válečkový dopravník bude umístěn v úseku za chladicími poli (tzv. chladníky), bude teplota plechů maximálně 150°C. Tedy z hlediska konstrukčních požadavků se jedná o studený plech. Nehrozí tedy deformace válečků, kterou způsobuje nadměrný ohřev přenosem tepla z dopravovaného plechu na tělo válečku. Tento problém účinně řeší kotoučový váleček, protože sáláním se přeneše mnohem méně tepla než přímým kontaktem (Obrázek 5).



Obrázek 5 - Kotoučový váleček, vstupní valník chladníku (BSP, Indie)

Pro náš případ, tedy pro dopravu studených plechů volím hladké tělo válečku, protože je z výrobního hlediska jednodušší a tudíž levnější (Obrázek 6).

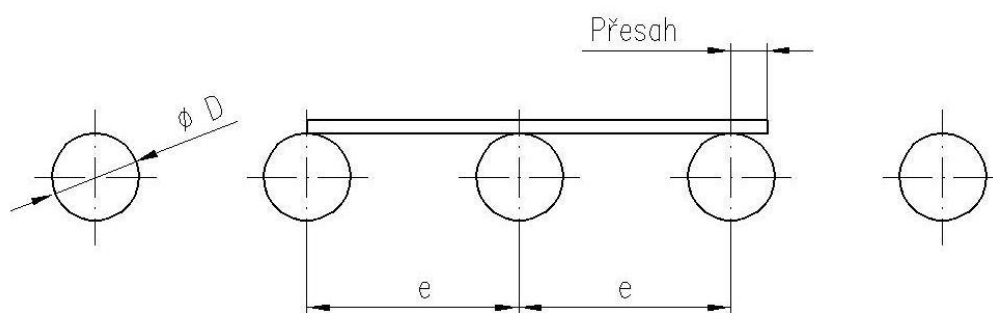


Obrázek 6 - Hladký váleček, příváděcí valník ukladače (BSP, Indie)

Při rozhodování zda navrhnout tělo válečku duté, tedy jako svařenec z tlustostěnné trubky či odlitek nebo zda navrhnout plné tělo kované nebo z válcované kulatiny je rozhodující opět tepelné zatížení. Plné válečky (pro provozy válcoven) volíme pouze tam, kde je velké tepelné zatížení. Jedná se především o úseky v technologickém toku materiálu mezi ohřívacími pecemi a vstupy na chladicí pole. V ostatních případech zpravidla volíme válečky duté, protože mají menší hmotnost. To znamená, že se při výrobě spotřebuje méně materiálu a hlavně mají menší moment setrvačnosti.

Roztečná vzdálenost mezi válečky se v provozech válcoven tlustých plechů volí zpravidla od 800mm do 1000mm. Výjimečně do 1200mm. Při větší rozteči je použito na dané trati méně válečků, tedy i méně pohonných jednotek. Podmínkou je ovšem že délka přepravovaného materiálu nebyla menší než dvojnásobek rozteče válečků aby nemohlo dojít k překlopení či vzpříčení plechu.

Současně by měla být minimální délka o něco větší aby nedocházelo k příliš velkým rázům při najíždění plechů na váleček (Obrázek 7). Velikost tohoto přesahu se určuje dle různých metodik výpočtů a závisí především na zkušenostech (více kapitola 3.3).



Obrázek 7 - Roztečná vzdálenost válečku

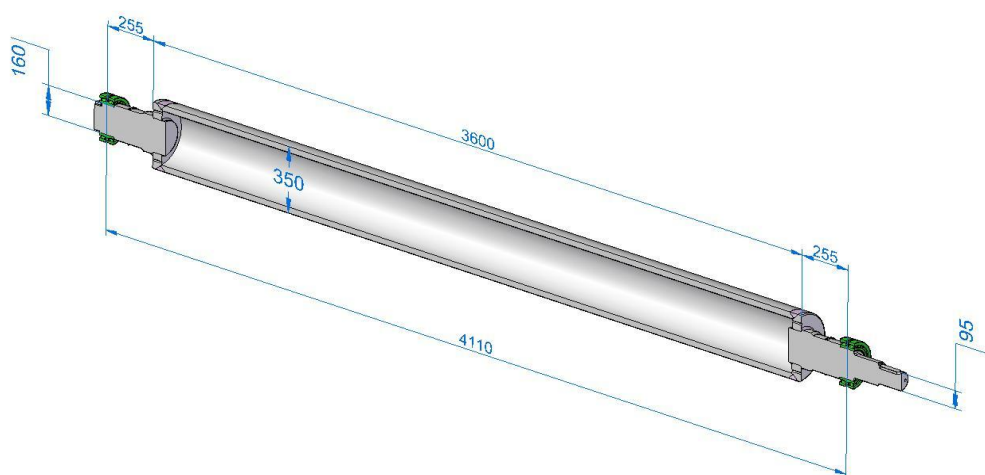
Další nevýhodou příliš velké rozteče válečků je vyšší hlučnost zařízení způsobená výše zmíněným narážením předního konce plechu na váleček. Vzhledem k minimální tloušťce dopravovaného plechu dle zadání (5mm) volím rozteč válečků 1000mm.

Shrnutí

V souvislosti s výše uvedenými skutečnostmi, zadanými požadavky, zvyklostmi apod. volím tuto hrubou stavební strukturu [5] válečkového dopravníku:

Počet válečků	36
Rozteč válečků	1000mm
Rychlost	$1,5 \text{ ms}^{-1}$
Pohon valníku	individuální
Pohonná jednotka	převodový motor s 2 nebo 3 stupňovou čelní převodovkou a s asynchronním motorem

Předběžný návrh konstrukce válečku je patrný na obrázku (Obrázek 8).



Obrázek 8 - Návrh konstrukce válečku

Hlavní rozměry jsou v tabulce (Tabulka 1).[9].

Tabulka 1 - Hlavní rozměry válečku

D	A	B	C	d_1	d_{cs}	F
350	3600	255	4110	160	95	130

2.4. Kapacitní úvaha

Dopravní výkon zařízení [t/h] se určí z rovnice (Rovnice 2.1) [3], Kde projektovaná vzdálenost mezi plechy L_d je dána součtem (Rovnice 2.2). L_s je zde projektovaná mezera mezi přepravovanými plechy, která se pohybuje v rozmezí od 500mm do 1000mm. Skutečná průměrná vzdálenost může být až o 15% větší. Z toho vyplývá součinitel $k_\varphi = 0,85$.

Rovnice 2.1

$$Q = 3,6 \cdot \frac{m_m}{L_d} \cdot k_\varphi \cdot v$$

Rovnice 2.2

$$L_d = L + L_s$$

Předpokládaný počet skutečných hodin provozu je ve válcovnách tlustých plechů 6000 hodin. Skutečná roční kapacita [kt/h] je dána vztahem (Rovnice 2.3).

Rovnice 2.3

$$Q_r = \frac{Q \cdot 6000}{1000}$$

Vypočtené hodnoty z výše uvedených rovnic (pro různé rozměry plechů) jsou uvedeny v tabulce níže (Tabulka 2)

Tabulka 2 - Vypočtené hodnoty roční kapacity

L	b	h	L_s	S	m_m	Q	Q_r
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[10^3 mm^2]	[kg]	[t/h]	[kt/rok]
6000	1100	5	500	5,5	259	182,9	1097,6
6000	3400	50	500	170	8007	5654,2	33925,0
12500	3400	50	600	170	16681	5844,8	35068,8
20000	2600	30	800	78	12246	2702,4	16214,2
30000	1100	5	1000	5,5	1295	191,8	1150,7

Roční kapacita navrhovaného válečkového dopravníku se pohybuje v rozmezí od 1 Mt/rok do 3,5 Mt/rok. Skutečná kapacita pak závisí na sortimentu.

3. VÝPOČET POHONU

Základními parametry válečkových dopravníků z hlediska jejich výpočtu jsou:

- Průměr válečku D
- Délka těla válečku A
- Rozteč mezi válečky e
- Dopravní rychlost v

Volba těchto základních parametrů byla popsána v dřívě (kapitola 2.3).

Jedna z možných metodik výpočtů pohonu je popsána v ON 43 5410 [8] a právě tuto jsem si zvolil pro tento případ.

3.1. Zatížení válečku

Skutečné zatížení válečku od dopravovaného materiálu se mění podle velikosti, tvaru, teploty, druhu a rovinnosti dopravovaného materiálu. Navíc je toto zatížení závislé na skutečné poloze dopravovaného materiálu k uvažovanému válečku (šikmé válečky). Mimo materiál ovlivňuje zatížení provedení válečku, tuhost rámu dopravníku a válečku, sortiment dopravovaného materiálu a jeho časová skladba.

Při výpočtu pohonu válečků uvažujeme střední efektivní zatížení ΔG , které je zhruba geometrickým středem průměrného zatížení dopravovaného materiálu s ohledem na dlouhodobý průběh dopravy určitého sortimentu.

Pro kontrolu motorů a točivých momentů je uveden výpočet maximálních zatížení ΔG_{\max} , které vzniká při dopravě krátkodobé.

3.2. Podmínky výpočtu

Výpočet zatížení platí za těchto předpokladů:

- Horní hrany válečků musí být vyrovnány do jedné úrovně s maximální úchylkou 1mm.
- Délka dopravovaného materiálu nesmí být kratší než dvojnásobek rozteče válečků

3.3. Výpočet zatížení

Výpočet zatížení při dopravě materiálu, kde platí podmínka $L > L_{min}$. Minimální délku materiálu včetně nezbytného přídavku je uvedena v následující tabulce (Tabulka 3). Střední efektivní zatížení určím z rovnice (Rovnice 3.1) a maximální zatížení z rovnice (Rovnice 3.2).

Rovnice 3.1

$$\Delta G = k_2 \cdot S \cdot \sqrt[3]{e} \cdot \sqrt[8]{h}$$

Rovnice 3.2

$$\Delta G_{max} = k_3 \cdot S \cdot \sqrt[4]{h}$$

Tabulka 3 - Vypočtené hodnoty minimální délky materiálu

Výška materiálu v mm			50	65	80	100	125	160	250	320	400	450	500
L_{min} [m]	Teplý materiál	Kruhový průřez	2,2	2,1	2,25	2,35	2,5	2,6	3	3,2	3,3	3,4	3,5
		Čtvercový (obdélníkový) průřez	2,15	2,3	2,42	2,55	2,7	2,8	3,2	3,45	3,6	3,7	3,8
	Studený materiál	Kruhový průřez	2,3	2,5	2,6	2,75	2,9	3	3,45	3,7	3,9	4	4,1
		Čtvercový (obdélníkový) průřez	2,5	2,7	2,8	3	3,15	3,3	3,7	4	4,2	4,3	4,45

V další tabulce je možno vyhledat součinitele efektivního zatížení a maximálního zatížení válečku (Tabulka 4)

Tabulka 4 - Vypočtené hodnoty součinitelů pro ocel

Označení	Podmínka	Výpočtový vzorec	Rozměr	Výpočtová hodnota součinitelů	
				Studený materiál	Teplý materiál
γ	Pro ocel	-	N.m^{-3}	$7,7 \cdot 10^4$	
k_1	-	-	$\text{N}^{1/4}$	$1,37 \cdot 10^2$	$1,18 \cdot 10^2$
k_2	Pro sochorovou brámu	$0,8 \cdot \sqrt[3]{k_1^4 \cdot \gamma^3}$	$\text{Nm}^{-21/8}$	$1,77 \cdot 10^5$	$1,64 \cdot 10^5$
	Pro kruhovou tyč	$0,77 \cdot \sqrt[3]{k_1^4 \cdot \gamma^3}$	$\text{Nm}^{-21/8}$	$1,7 \cdot 10^5$	$1,58 \cdot 10^5$
k_3	Pro sochorovou brámu	$0,64 \cdot k_1 \cdot \sqrt[3]{\gamma^3}$	$\text{Nm}^{-9/4}$	$4,06 \cdot 10^5$	$3,48 \cdot 10^5$
	Pro kruhovou tyč	$0,59 \cdot k_1 \cdot \sqrt[3]{\gamma^3}$	$\text{Nm}^{-9/4}$	$3,78 \cdot 10^5$	$3,24 \cdot 10^5$

Hmotnost [m] zvolím jako nejhorší možnou kombinaci délky, šířky, tloušťky a hmotnosti ze zadaných hodnot pro jeden kus plechu. Pro výpočet zatížení válečku z hlediska pohonu jde o plech s nejmenší délkou při největším průřezu [S].

Pak je střední efektivní zatížení:

$$\Delta G = k_2 \cdot S \cdot \sqrt[2]{e} \cdot \sqrt[8]{h} = 1,77 \cdot 10^5 \cdot 0,17 \cdot \sqrt[2]{1} \cdot \sqrt[8]{0,05} = 20691,6 \text{ N} = 20,7 \text{ kN}$$

a maximální zatížení:

$$\Delta G_{\max} = k_3 \cdot S \cdot \sqrt[4]{h} = 4,06 \cdot 10^5 \cdot 0,17 \cdot \sqrt[4]{0,05} = 32637,5 \text{ N} = 32,6 \text{ kN}$$

3.4. Předběžný výpočet výkonu motoru

Predběžný výkon motoru při individuálně poháněném válečku se vypočte z následujícího vztahu (Rovnice 3.3)

Rovnice 3.3

$$P_p = \left[d \cdot \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot (g \cdot m_v + \Delta G) + \Delta G \cdot \xi \right] \cdot \frac{2 \cdot v}{\eta \cdot D}$$

$$P_p = \left[0,16 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,0018 \cdot (9,81 \cdot 1150 + 20700) + 20700 \cdot 0,003 \right] \cdot \frac{2 \cdot 1,5}{0,94 \cdot 0,35} = 608W$$

Vzhledem k tomu, že může docházet (při zastavování) k prokluzu, nelze objednat motor dle tohoto předběžného výpočtu a bude nutno sestavit zatěžovací diagram kde budou vyneseny mezní krouticí momenty včetně momentu při prokluzu.

3.5. Stanovení převodu

Ozubený převod dopravních válečků je zpravidla umístěn v rámu dopravního válečku nebo jako převodový motor umístěný buďto přímo na čepu válečku nebo samostatně na rámu a s válečkem je spojen spojkou. Spojka musí v tomto případě eliminovat jednak axiální a jednak úhlové výchylky způsobené průhybem válečku a jeho tepelné dilataci. Nejčastěji se používá pružná spojka (např. periflex) nebo zubová spojka. Velikost převodu se určí ze vztahu (Rovnice 3.4).

Rovnice 3.4

$$i = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{60 \cdot v}$$

$$i = \frac{\pi \cdot 0,35 \cdot 1400}{60 \cdot 1,5} = 17,1$$

Celkový převod volím předběžně $i=17$.

3.6. Dílčí točivé momenty

Dle režimu provozu válečkového dopravníku se projevuje několik různých vlivů, způsobujících různé krouticí momenty, které se vzájemně doplňují. Jde zejména o:

- a) Krouticí moment nutný k překonání tření v ložiskách válečku, je-li tento zatížen přepravovaným materiálem (Rovnice 3.5)
- b) Krouticí moment nutný k překonání valivého odporu při odvalování materiálu po těle válečku (Rovnice 3.6)
- c) Maximální krouticí moment, vyvolaný smykovým třením materiálu o váleček (Rovnice 3.7)
- d) Krouticí moment nutný k překonání tření v ložiskách válečku, je-li tento nezatížen (Rovnice 3.8)

Dílčí krouticí momenty počítám k výstupu z převodovky

Výpočet dílčích krouticích momentů:

Add)a)

Rovnice 3.5

$$M_1 = (g \cdot m_v + \Delta G) \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

$$M_1 = (9,81 \cdot 11150 + 20700) \cdot 0,0018 \cdot \frac{0,16}{2} = 4,6 Nm$$

Add)b)

Rovnice 3.6

$$M_2 = \Delta G \cdot \xi$$

$$M_2 = 20700 \cdot 0,003 = 62,1 Nm$$

Add)c)

Rovnice 3.7

$$M_3 = \frac{\Delta G_{\max} \cdot D \cdot f}{2}$$

Kde součinitel smykového tření pro studený přepravovaný materiál z klidu nebo při rychlostech do 5ms^{-1} má hodnotu 0,15.

$$M_3 = \frac{32600 \cdot 0,35 \cdot 0,15}{2} = 855,8\text{Nm}$$

Add)d)

Rovnice 3.8

$$M_4 = \frac{g \cdot m_v \cdot \mu \cdot d}{2}$$

$$M_4 = \frac{9,81 \cdot 1150 \cdot 0,0018 \cdot 0,16}{2} = 1,6\text{Nm}$$

3.7. Výpočet momentu setrvačnosti

Při výpočtu momentů setrvačnosti rotačních a posuvných hmot se vychází z osy otáčení.

V tomto případě budu redukovat momenty na výstupní hřídel převodovky, protože budu objednávat převodový motor (Rovnice 3.9).

Rovnice 3.9

$$I_{RED} = I_v + I_m$$

Kde I_v je moment setrvačnosti válečku (Rovnice 3.10) a I_m je moment setrvačnosti materiálu přepravovaného po válečcích tzv. “g-d kvadrát” (Rovnice 3.11).

Na výstupní hřídel převodovky budu redukovat proto, protože motor i převodovka je vlastně jeden aktivní člen pohonného celku a rozhraní mezi aktivní a pasivní částí je právě na výstupním hřídeli převodovky.

Moment setrvačnosti válečku

Rovnice 3.10

$$I_v = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot \frac{D^2 - D_v^2}{4}$$

$$I_v = \frac{1}{2} \cdot 1150 \cdot \frac{0,35^2 - 0,288^2}{4} = 5,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti přepravovaného materiálu

Rovnice 3.11

$$I_m = \frac{\Delta G \cdot D^2}{4 \cdot g}$$

$$I_m = \frac{20700 \cdot 0,35^2}{4 \cdot 9,81} = 64,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti redukovaný na výstupní hřídel převodovky

$$I_{RED} = I_v + I_m = 5,7 + 64,6 = 70,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

3.8. Celkové krouticí momenty

Celkové krouticí momenty můžeme rozdělit do dvou skupin na momenty statická a dynamické:

- a) Momenty od statické zátěže. V našem případě jde o celkový statický moment při plynulém běhu vyvolaný třením v ložiskách válečku a odporu valení materiálu po válečcích (Rovnice 3.12) a maximální statický moment při prokluzu válečků pod stojícím materiálem (Rovnice 3.13). Jedná se o mimořádný stav!
- b) Dynamický moment při rozběhu zatíženého válečku (Rovnice 3.14) a dynamický moment při brzdění zatíženého válečku (Rovnice 3.15), respektive dynamický moment při brzdění nezatíženého válečku (Rovnice 3.16).

Celkový statický moment při plynulém běhu

Rovnice 3.12

$$M_c = M_1 + M_2$$

$$M_c = 4,6 + 62,1 = 66,7Nm$$

Maximální statický moment při prokluzu

Rovnice 3.13

$$M_p = M_1 + M_3$$

$$M_p = 4,6 + 855,8 = 860,4Nm$$

Dynamická složka při zrychlení dopravovaného materiálu $a=0,5ms^{-2}$.

$$M_{dyn} = I_{RED} \cdot \varepsilon = I_{RED} \cdot \frac{2 \cdot a}{D} = 70,3 \cdot \frac{2 \cdot 0,5}{0,35} = 200,9Nm$$

Dynamická složkami zrychlení nezatíženého válečku

$$M_{dynv} = I_v \cdot \varepsilon = I_v \cdot \frac{2 \cdot a}{D} = 5,7 \cdot \frac{2 \cdot 0,5}{0,35} = 16,3 Nm$$

Dynamický moment při rozběhu se zatížením

Rovnice 3.14

$$M_R = M_c + M_{dyn}$$

$$M_R = 66,7 + 200,9 = 267,6 Nm$$

Dynamický moment při brzdění se zatížením

Rovnice 3.15

$$M_B = M_c - M_{dyn}$$

$$M_B = 66,7 - 200,9 = -134,2 Nm$$

Dynamický moment při brzdění bez zatížení

Rovnice 3.16

$$M_{Bv} = M_4 - M_{dynv}$$

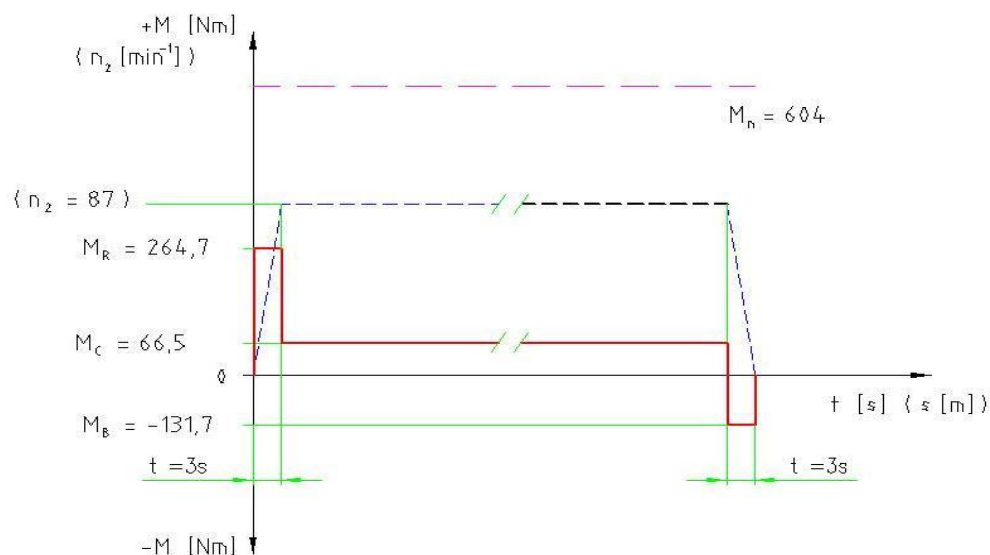
$$M_{Bv} = 1,6 - 16,3 = -14,7 Nm$$

Doba rozjezdu respektive brzdění

$$t = \frac{v}{a} = \frac{1,5}{0,5} = 3 s$$

3.9. Zátěžový diagram

ROZBĚH A ZASTAVENÍ ZATÍŽENÉHO VALNÍKU



NÁRAZ DO PŘEKÁŽKY A PROKLUZ

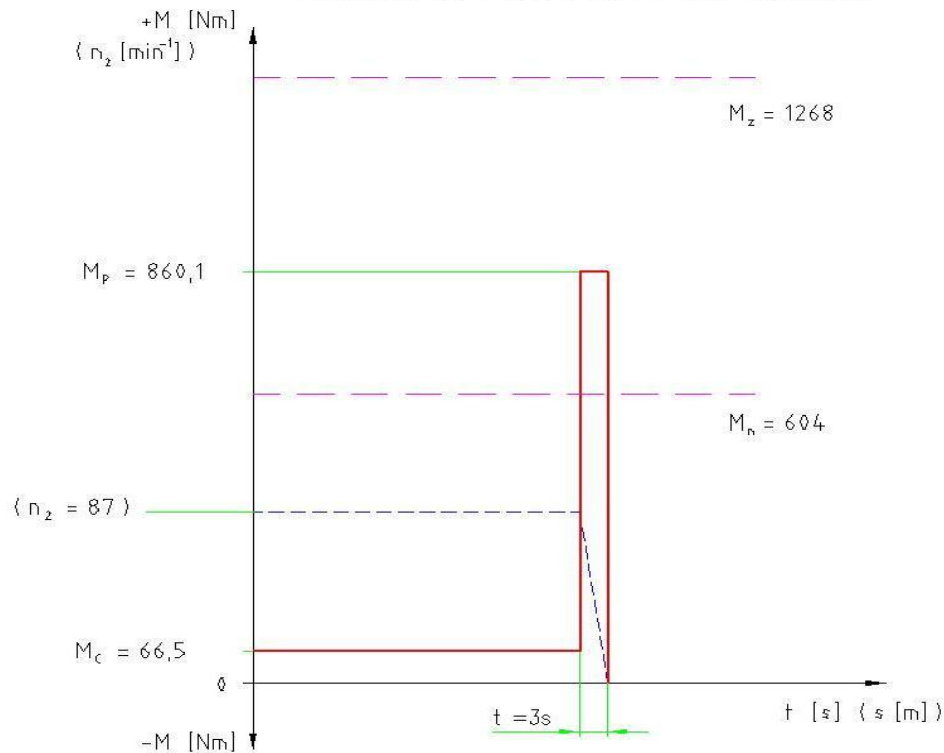


Diagram 1 - Zátěžový diagram

3.10. Volba převodového motoru

Při volbě převodového motoru vycházíme zpravidla z metodiky navržené výrobcem. Postup volby typu převodovky a motoru pro dané použití a prostředí, návrh velikosti převodovky, životnosti a kontrola bezpečnosti jsou popsány v katalogu výrobce. [11]

Vycházíme z celkových krouticích momentů spočtených v kapitole 3.8 a zátěžového diagramu. Tyto výpočtové hodnoty násobíme provozními součiniteli dle katalogu a získáme tak krouticí moment katalogový, dle kterého pak zvolíme konkrétní převodový motor.

V tomto případě jsme takto navrhli:

Převodový motor SK 52 – 132 S/4

Jedná se o převodový motor s 2-stupňovou čelní převodovkou se 4-pólovým 3-fázovým asynchronním motorem. Výrobce: **Getriebebau NORD**

3.11. Volba spojky

Pro pohon válečků válečkových tratí se obvykle volí zubová nebo pružná obručová spojka. Důvodem je nutnost eliminace různoběžnosti způsobené průhybem válečku při současném axiálním posuvu způsobeným tepelnou dilatací.

Při volbě velikosti spojky opět vycházíme z metodiky navržené výrobcem 46[12]. Opět jsou základem vypočtené celkové krouticí momenty, které násobíme příslušným provozním součinitelem a získáme katalogové hodnoty dle kterých je již možno vyhledat příslušnou velikost spojky zvoleného typu.

V tomto případě jsme takto navrhli:

Zubová spojka LBk 70

Jedná se o zubovou spojku potřebných parametrů. Výrobce: **RENK**.

4. PEVNOSTNÍ KONTROLA VÁLEČKU

Váleček válečkového dopravníku je namáhán kombinovaně staticky a dynamicky.

- Staticky - vlivem tíhy dopravovaného materiálu
 - vlivem odporů proti pohybu
- Dynamicky - vlivem setrvačnosti při rozjezdu nebo brzdění

4.1. Mezní stavy

Při provozu dochází na válečku k těmto mezním situacím:

- a) Při rozběhu zatíženého valníku dochází ke složenému namáhání krutem od dynamického momentu při rozběhu M_R a od maximálního statického zatížení válečku od tíhy plechu ΔG_{\max} .
- b) Při brzdění zatíženého valníku dochází ke složenému namáhání krutem od dynamického momentu při brzdění M_B a ohybem od maximálního statického zatížení válečku od tíhy plechu ΔG_{\max} .
- c) Při nárazu plechu do překážky a prokluzu válečku nastává složené namáhání krutem od maximálního statického momentu při prokluzu M_P a ohybem od maximálního statického zatížení válečku od tíhy plechu ΔG_{\max} .
- d) Při zahájení brzdění a současném nárazu hrany plechu do těla válečku dochází ke složenému namáhání krutem od brzdného momentu při nezatíženém válečku M_{BV} a ohybem od radiální složky dynamické síly F_{Dr} .

Na základě prosté úvahy a porovnáním vypočtených krouticích momentů (viz kapitola 3.8) je možné hned na začátku rozhodnout, že namáhání dle bodu **b** je menší než namáhání dle bodu **a** a to je menší než namáhání dle bodu **c**. V tuto chvíli však není zřejmé, zda je větší namáhání dle bodu **c** nebo **d**. V případě namáhání dle bodu **c** bude dominantní krut a při namáhání dle bodu **d** bude naopak dominantní ohyb, protože předpokládáme, že radiální složka dynamické síly F_{Dr} bude několikanásobně vyšší než maximální statické zatížení ΔG_{\max} . Proto není nyní jasné ani která pevnostní teorie je pro výpočet nejvhodnější.

4.2. Základní rovnice

V každém případě se bude krut redukovat do ohybu a základní pevnostní kontrolu těla válečku provedeme dle rovnice (Rovnice 4.1).

Rovnice 4.1

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{RED}}{W_{o1,2}} \leq \sigma_D$$

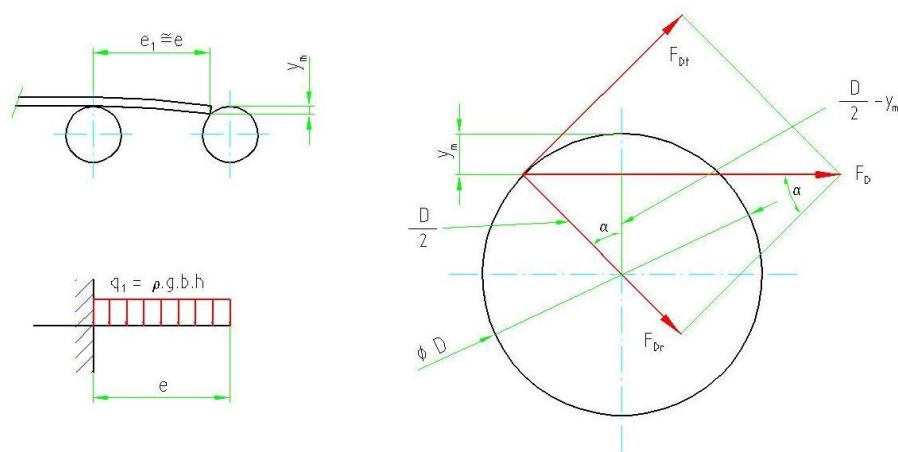
Pevnostní kontrolu čepu pak dle rovnice (Rovnice 4.2).

Rovnice 4.2

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{RED}}{W_{o3}} \leq \sigma_D$$

4.3. Dynamická síla

Radiální složka dynamické síly závisí na velikosti dynamické síly a úhlu nárazu α (Obrázek 9).



Obrázek 9 - Rozklad dynamické síly

Úhel α závisí na průhybu y_m a tudíž na tloušťce plechu h . Můžeme tedy napsat

$$\cos \alpha = \frac{\left(\frac{D}{2} - y_m\right)}{\frac{D}{2}} = 1 - \frac{2 \cdot y_m}{D} \Rightarrow \alpha$$

$$y_m = \frac{q_1 - e_1^4}{8 \cdot k_m}; \quad q_1 = \rho \cdot g \cdot b \cdot h$$

Kde uvažujeme $e_1 = e$. Toto zjednodušení vede k nepřesnosti směrem k vyšší bezpečnosti.

$$k_m = E_m \cdot I_{xm} = E_m \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Kde E_m uvažují 200 GPa.

Spočtené hodnoty k_m , q_1 , y_m a α pro různé tloušťky plechů h zapíšeme do tabulky (Tabulka 5).

Dynamická síla závisí na hmotnosti přepravovaného materiálu a jeho rychlosti v okamžiku nárazu do válečku. Pohybová energie se změní v potenciální energii napjatosti válečku představovanou jeho průhybem (Rovnice 4.3).

Rovnice 4.3

$$y_v = \frac{F_D \cdot C^3}{48 \cdot k_v}$$

Kde

$$k_v = E_v \cdot I_{xv} = E_v \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - D_v^4)$$

Pohybovou energii určíme z pohybové rovnice (Rovnice 4.4).

Rovnice 4.4

$$F_D = m_m \cdot a$$

Dráha, na které se realizuje přeměna pohybové energie v energii potenciální, je rovna průhybu válečku. Pak můžeme napsat

$$v^2 = 2 \cdot a \cdot y_v \Rightarrow a = \frac{v^2}{2 \cdot y_v}$$

$$F_D = \frac{m_m \cdot v^2}{2 \cdot y_v} \Rightarrow y_v = \frac{1}{2} \cdot m_m \cdot v^2 \cdot \frac{1}{F_D} = \frac{m_m \cdot v^2}{2 \cdot F_D}$$

Získali jsme tedy dvě lineární nezávislé rovnice vyjadřující průhyb y_v a ty postavíme jako sobě rovny. Po úpravách vyjádříme dynamickou sílu (Rovnice 4.5)

Rovnice 4.5

$$F_D = \sqrt[2]{\frac{24 \cdot m_m \cdot k_v \cdot v^2}{C^3}}$$

Radiální složku dynamické síly F_D pak spočteme z následující rovnice (Rovnice 4.6)

Rovnice 4.6

$$F_{Dr} = F_D \cdot \sin \alpha$$

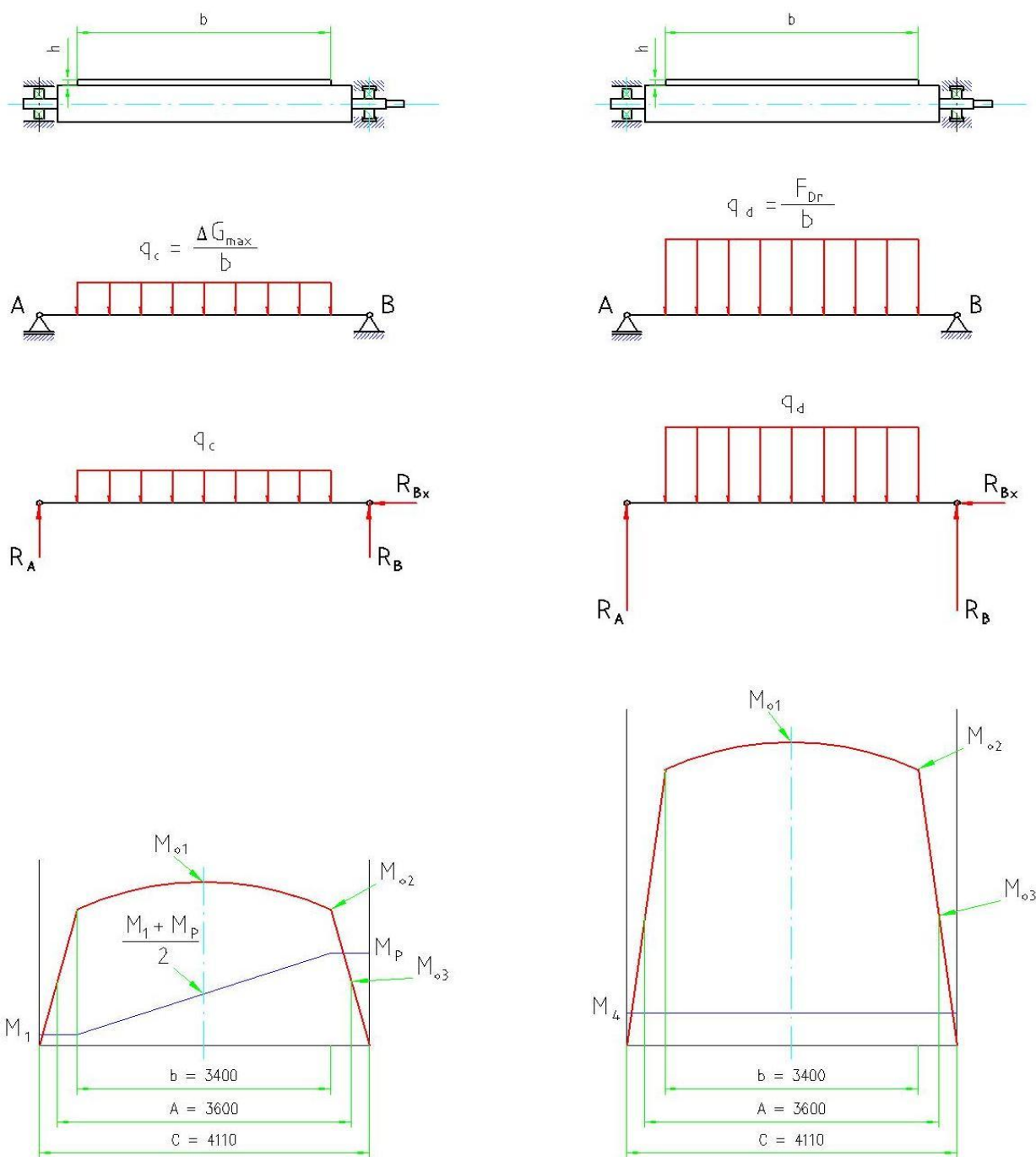
Spočtené hodnoty m_m , F_D a F_{Dr} pro různé hodnoty h zapíšeme rovněž do tabulky (Tabulka 5).

Tabulka 5 - Dynamické síly

h [mm]	q_1 [Nm ⁻¹]	k_m [Nm ²]	y_m [mm]	α [°]	m_m [kg]	F_D [kN]	F_{Dr} [kN]
5	1 309	7 083	23,1	29,8	4 004	505,9	251,2
10	2 618	56 667	5,8	14,8	8 007	715,4	182,3
15	3 927	191 250	2,6	9,8	12 011	876,2	149,5
20	5 237	453 333	1,4	7,4	16 014	1 011,7	129,7
25	6 546	885 417	0,9	5,9	17 000	1 042,4	107,0
30	7 855	1 530 000	0,6	4,9	17 000	1 042,4	89,2
35	9 164	2 429 583	0,5	4,2	17 000	1 042,4	76,5
40	10 473	3 626 667	0,4	3,7	17 000	1 042,4	66,9
45	11 782	5 163 750	0,3	3,3	17 000	1 042,4	59,5
50	13 091	7 083 333	0,2	2,9	17 000	1 042,4	53,5

4.4. Ohybové a krouticí momenty

Složené zatížení válečku pro mezní stavy **c** a **d** jsou znázorněny na obrázku (Obrázek 10).



Obrázek 10 - Ohybové a krouticí momenty

Velikost reakcí R_A a R_B a R_{Bx}

Nosník (váleček) je zatížen pouze posouvajícími (radiálními) silami. Platí tedy $R_{Bx} = 0$. Jde o symetrickou úlohu, platí tedy rovněž (Rovnice 4.7).

Rovnice 4.7

$$R_A = R_B = \frac{q_{c,d} \cdot b}{2}$$

Ohybové momenty pro jednotlivá kritická místa na válečku jsou dány následujícími rovnicemi

$$M_{o1} = R_B \cdot \frac{C}{2} - \frac{q_{c,d} \cdot b^2}{8}$$

$$M_{o2} = R_B \cdot \frac{C - b}{2}$$

$$M_{o3} = R_B \cdot \frac{C - A}{2}$$

Hodnoty ohybových momentů pro mezní stavy **c** a **d** se liší pouze velikostí zatížení q_c a q_d , respektive velikostí reakcí $R_{A,B}$.

Hodnoty krouticích momentů jsou patrné z obrázku (Obrázek 10) a byly spočteny v kapitole 3.8. Všechny vypočtené hodnoty ohybových a krouticích momentů pro kritická místa 1, 2 a 3 a pro mezní stavy **c** a **d** zapíšeme do tabulky níže (Tabulka 6).

4.5. Redukované momenty

Redukované momenty dle jednotlivých teorií určíme dle následujících vztahů [4].

Rankin

$$M_{RED} = \frac{M_o + \sqrt{M_o^2 + M_k^2}}{2}$$

Saint – Vénant

$$M_{RED} = 0,35 \cdot M_o + 0,65 \cdot \sqrt{M_o^2 + M_k^2}$$

Guest

$$M_{RED} = \sqrt{M_o^2 + M_k^2}$$

Energie pro $\mu=0,3$

$$M_{RED} = \sqrt{M_o^2 + 0,65 \cdot M_k^2}$$

Spočtené redukované momenty dle jednotlivých teorií pro příslušná kritická místa a mezní stavy rovněž zapíšeme do příslušné tabulky (Tabulka 6).

Tabulka 6 - Redukované momenty

Místo	Mezní stav	q	$R_A=R_B$	M_o	M_k	M_{RED} [Nm]			
		[Nm ⁻¹]	[kN]	[Nm]	[Nm]	Rankin	Saint-Venant	Guest	Energie
1	c	9 588	16,3	13 822	432,5	20 736	13 826	13 828	13 826
	d	73 882	125,6	106 502	8,2	159 753	106 502	106 502	106 502
2	c	9 588	16,3	6	860,4	436	561	860	694
	d	73 882	125,6	45	14,7	68	46	47	46
3	c	9 588	16,3	4	860,4	434	561	860	694
	d	73 882	125,6	32	14,7	50	34	35	34

4.6. Redukovaná napětí a bezpečnost válečku

Redukovaná napětí pro jednotlivá kritická místa a mezní stavy snadno spočteme ze základních rovnic (a). Jen je nutno dbát na správné určení průřezového modulu W_O pro příslušná kritická místa na válečku (Rovnice 4.8 a Rovnice 4.9)

Rovnice 4.8

$$W_{o1,2} = \frac{\pi \cdot (D^4 - D_v^4)}{32 \cdot D}$$

Rovnice 4.9

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot d_{c1}^3}{16}$$

Kde d_{c1} je průměr čepu v místě jeho vsazení do čela válečku.

Za M_{RED} dosadíme vždy nejvyšší hodnotu dle zvolené pevnostní teorie
Do tabulky redukovaných napětí (Tabulka 7) zapíšeme spočtené hodnoty W_O , M_{RED} a σ_{RED} .
Rovněž zde zapíšeme hodnoty bezpečnosti válečku k_v spočtené dle následujícího vztahu (Rovnice 4.10).

Rovnice 4.10

$$k_c = \frac{\sigma_D}{\sigma_{RED}}$$

Kde

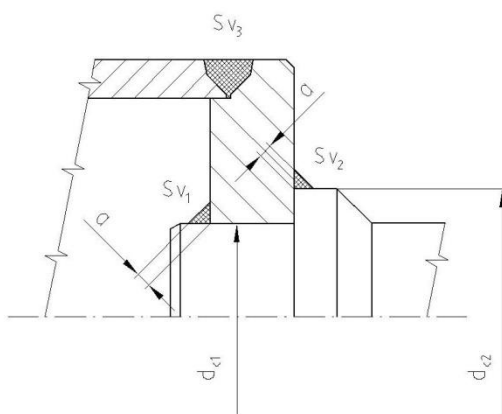
$$\sigma_D = 250 MPa$$

Tabulka 7 - redukovaná napětí a bezpečnost válečku

Místo	Mezní stav	M_{RED}	W_O	σ_{RED}	k_c
		[Nm]	[mm ³]	[MPa]	[-]
1	c	20 736	2279489,9	9	27,5
	d	159 753	2279489,9	70	3,6
2	c	860	2279489,9	0,38	662,6
	d	68	2279489,9	0,03	8 380,5
3	c	860	964665,3	0,89	280,4
	d	50	964665,3	0,05	4 823,3

4.7. Kontrola svarového spoje

Z konstrukce válečku jako svařence vyplývá způsob napojení čepu válečku na čelo a tělo válečku (Obrázek 11).



Obrázek 11 - Navaření čepu na čelo válečku

Vzhledem k umístění a velikosti všech svarů lze předpokládat, že dvojice svarů **Sv1** a **Sv2** bude více namáhaná než svar **Sv3**. Rozhodující je tedy kontrola dvojice svarů Sv1 a Sv2.

Průřezové moduly výpočtových průřezů svarů sklopených do roviny připojení.

$$W_{ks1} = \frac{\pi \cdot [(d_{c1} + 2 \cdot a_1)^4 - d_{c1}^4]}{32 \cdot \left(\frac{d_{c1}}{2} + a_1\right)}$$

$$W_{ks1} = \frac{\pi \cdot [(170 + 2 \cdot 10)^4 - 170^4]}{32 \cdot \left(\frac{170}{2} + 10\right)} = 483640 \text{ mm}^3$$

$$W_{ks2} = \frac{\pi \cdot [(d_{c2} + 2 \cdot a_2)^4 - d_{c2}^4]}{32 \cdot \left(\frac{d_{c2}}{2} + a_2\right)}$$

$$W_{ks2} = \frac{\pi \cdot [(200 + 2 \cdot 8)^4 - 200^4]}{32 \cdot \left(\frac{200}{2} + 8\right)} = 524310 \text{ mm}^3$$

Můžeme předpokládat, že se krouticí moment rozloží na oba svary rovnoměrně. Při výpočtu celkových krouticích momentů (kapitola 3.8) se ukázalo, že největší možný krouticí moment na válečku odpovídá statickému krouticímu momentu při prokluzu (náráz plechu na překážku při zapnutém pohonu) $\mathbf{M_p}$. Proto pro pevnostní kontrolu svaru uvažuji právě tento moment

Statická pevnostní kontrola

$$\tau_s = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Ds} \quad \tau_{Ds} = \beta \cdot k_4 \cdot \frac{R_e}{k_e}$$

Kde pro dané svary součinitel velikosti svaru $\beta = 1$, převodní součinitel svaru $k_4 = 0,7$, bezpečnost svaru $k_e = 2$ a mez kluzu $R_e = 250 \text{ MPa}$ [10]

$$\tau_{Ds} = 1,0,7 \cdot \frac{250}{2} = 87,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s1} = \frac{\frac{M_p}{2}}{W_{ks1}} = \frac{\frac{860400}{2}}{483640} = 0,89 \text{ MPa} < 87,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s2} = \frac{\frac{M_p}{2}}{W_{ks2}} = \frac{\frac{860400}{2}}{524310} = 0,82 \text{ MPa} < 87,5 \text{ MPa}$$

4.8. Vyhodnocení pevnostní kontroly

Z tabulky redukovaných napětí vyplývá, že nejkritičtější místem na válečku je místo 1 při mezním stavu **d**. K tomuto stavu bude docházet stále (při každém zastavování plechu na trati). I v tomto případě je však bezpečnost dostačující. Vzhledem k tomu, že smyková napětí ve svarech na čepu jsou při navržených rozměrech minimální, můžeme prohlásit navrženou konstrukci válečku za vyhovující.

4.9. Volba ložiska

Při volbě ložiska (stejně jako při volbě převodového motoru a spojky) vycházíme z metodiky navržené výrobcem. Postup volby typu ložiska pro dané použití a prostředí, návrh velikosti, životnosti a kontrola bezpečnosti jsou popsány v katalogu výrobce [13]

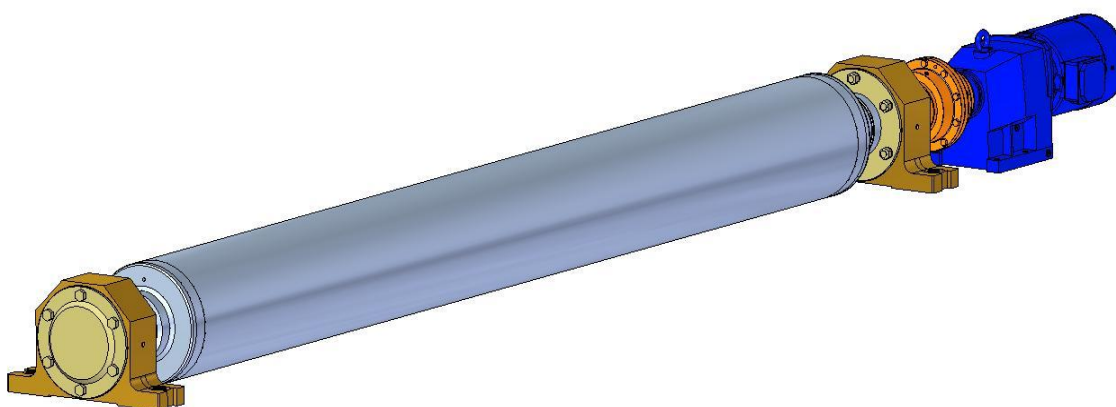
Při volbě typu ložiska se řídíme především stupni volnosti místa uložení. V našem případě jde zejména o vysokou kombinovanou únosnost a o schopnost vyrovnávat provozní nesouososti (průhyb válečku). Tyto vlastnosti mají dvouřadá soudečková ložiska. Při volbě velikosti pak vycházíme především z reakcí v podporách. Při kontrole životnosti je pak rozhodujícím činitelem kromě poměru zatížení k únosnosti zvoleného ložiska, především způsob mazání a druh maziva.

V tomto případě jsme takto navrhli:

SKF 24032 CC/W33

Jedná se o dvouřadá soudečkové naklápěcí ložisko. Výrobce: **SKF group**.

V případě vhodného mazání (kapitola 5.2) bude životnost navrženého ložiska 71900 hodin, což představuje asi 12let provozu.



Obrázek 12 - Model navržené konstrukce válečku

5. DOPORUČENÍ PRO PROVOZ A ÚDRŽBU

5.1. Ovládání

Pro ovládání válečkového dopravníku slouží stávající ovládací kabina. Obsluha je prováděna stávajícím personálem, který je stále přítomen. Základním způsobem ovládání je ruční ovládání pomocí standardních ovládacích prvků (ovládače, joysticky, přepínače, tlačítka, ...). Převážování, zastavování plechů je v rukou operátora na základě sledování provozu a informací o stavu na navazujících zařízeních.

5.2. Mazání

Mazání převodových skříní je olejovou náplní. Její množství a četnost výměny je uvedeno v manuálu. Tuková náplň spojky má dle manuálu fa Renk životnost 16000 hodin, nebo 3 roky. Ložiska jsou mazána centrálně tukem. Počet mazacích míst 72.

Množství tuku na jedno domazávací období a délka tohoto období je dána následujícím vztahem:

$$Q_L = 0,005 \cdot D_L \cdot B_L = 0,005 \cdot 240 \cdot 80 = 96g$$

Délka mazacího období je u automatického mazání tukem a pro zajištění mazacího filmu 0,025mm asi 4 hod. [5] Tato doba je však stanovena pro nepřetržitě jedoucí zařízení. Vzhledem k tomu, že předpokládáme využití asi 50%, mělo by být mazací období 8 až 10 hod.

Již při kontrole životnosti ložiska bylo uvažováno s tukem na bázi litného mýdla ISO VG 46. Tento tuk bude použit i k naplnění zubových spojek.

Převodovka je naplněna olejem od výrobce dle standardu ISO VG220.

5.3. Všeobecné pokyny pro údržbu

Údržba a kontrola bude provedena v souladu se směrnicemi pro provoz a kontrolu zařízení a ve stanovených intervalech. Personál pro plánování, koordinaci a dozor údržby zařízení bude jmenován provozovatelem. Údržba zařízení a souvisejících součástí zařízení bude prováděna výhradně pod dohledem odpovědného personálu. Údržba a inspekce zařízení a souvisejících součástí bude připravována, koordinována a prováděna takovým způsobem, aby bylo zabráněno jakémukoli ohrožení osob.

Elektrické systémy / součásti zařízení smí být udržovány a ovládány pouze kvalifikovaným a jmenovaným technickým personálem. Konkrétně budou platit bezpečnostní předpisy v souladu s EN 60204-1:2006 resp. IEC 60204-1:2005 (Bezpečnost strojních zařízení – elektrická zařízení strojů) v jejich příslušných nejnovějších vydáních.

Okolí zařízení podléhá podmínkám místních zákonných směrnic o ochraně pracujících. Pořádek a čistota jsou povinné ve všech prostorách zařízení.

6. BEZPEČNOST A EKOLOGIE

Válečkový dopravník a související systémy budou instalovány, provozovány, spouštěny, udržovány, nastavovány, opravovány a demontovány pouze osobami, které jsou k takovýmto činnostem fyzicky způsobilé. Tyto osoby musí být autorizovány, pověřeny, technicky kvalifikovány a vyškoleny v bezpečnostních otázkách. Žádná osoba nebude provozovat zařízení nebo se nebude podílet na jeho provozu a to ani po krátkou dobu, pokud nebyla řádně vyškolená.

K zajištění bezpečného provozu zařízení je nutno provést opatření v následujících oblastech:

- Značky a štítky pro ochranu zdraví
- Výstražná znamení (viditelná a slyšitelná)
- Elektrické systémy (např. nouzová tlačítka, nouzové pohyby, vzájemná blokování)
- Mechanické vybavení (např. bariéry, kryty)

Veškeré toto vybavení, požadované pro ochranu osob bude instalováno kupujícím v souladu s bezpečnostními předpisy. Stav zmíněného vybavení musí být řádně kontrolován a sledován technicky kompetentním personálem. Jakákoli nalezená vada musí být ihned napravena.

První pomoc

Během jakéhokoli provozu musí být provozovatelem zajištěn dostatečný počet osob vyškolených v poskytování první pomoci. Provozovatelem budou opatřeny prostředky (materiály) a pokyny pro první pomoc, aby mohly být zraněné osoby řádně ošetřeny. Prostředky (materiály) a pokyny pro první pomoc a jejich místo uskladnění musí být vždy snadno přístupné a dostupné a musí být permanentně označeny a zřetelně viditelné všemu personálu.

Provozovatel je odpovědný za informování zaměstnanců o druhu a rozsahu prostředků pro první pomoc a činnostech potřebných v případě zranění. Nouzové záchranné trasy musí být zřetelně označeny, musí být udržovány volné, otevřené a v čistém stavu.

Hluk

Válečkový dopravník nezvyšuje úroveň hluku ve stávajícím provozu. Při provozu zařízení nejsou zapotřebí zvláštní ochranná protihluková opatření.

Nebezpečné látky

Nebezpečné látky, které jsou používány během provozu a údržby zařízení, budou používány, zpracovávány a likvidovány v souladu s předpisy dodavatele. Jedná se zejména mazací tuky, oleje, čisticí a odmašťovací prostředky apod.

7. ZÁVĚR

V bakalářské práci byla navržena koncepce válečkového dopravníku tlustých plechů jak bylo zadáno. Dle zadaných parametrů přepravovaného materiálu byl navržen odpovídající pohon a provedena pevnostní kontrola klíčové součásti zařízení, tedy válečku.

Prvotní návrh rozměrů válečku byl stanoven dle vnitropodnikové normy Vítkovice a.s.. Po pevnostní kontrole se ukázalo, že je váleček dosti předimenzovaný. Zkušenosti ale ukazují, že robustnost konstrukce zařízení není v těžkých hutních provozech na škodu. Naopak to vede k delší životnosti a zvýšení odolnosti zařízení proti nepředvídaným nepříznivým vlivům (nešetrná manipulace jeřábů s břemeny, chyby obsluhy při provozu, apod.). Tyto vlastnosti jsou výhodou, má-li být zařízení provozováno v oblastech, kde se předpokládá nižší technická úroveň obsluhy, jako jsou: Rusko, blízký a střední východ, Indie, Čína, Malajsie atd.

Proto byly původně navržené rozměry ponechány jako příklad konstrukce zařízení pro tyto oblasti.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Pokorný A.: *Tvářecí stroje – podélná a příčná doprava a manipulátory, dělicí a rovnací stroje*, VŠB-TU, Ostrava 1990,
- [2] Malík Vr.: *Válcovací tratě v teorii a praxi*, SNTL, Praha 1963
- [3] Polák J., Pavliska J., Slíva A.: *Dopravní a manipulační technika-I*, VŠB-TU, Ostrava 2001
- [4] Kuba F.: *Pružnost a pevnost (základní část)*, VŠB-TU, Ostrava 1990
- [5] Hubka Vl.: *Konstrukční nauka*, Heurista, Zürich, 1995
- [6] Šťáva P., Pavlok B.: *Mazací technika*, VŠB-TU, Ostrava 2006
- [7] Lienveber J, Vávra P.: *Strojnické tabulky (třetí doplněné vydání)*, Praha 2006
- [8] ON 43 5410: *Výpočet pohonu dopravních válečků*, ÚNM, Praha 1975
- [9] VN 43 5420: *Váleček dopravníku*, VŽKG, Ostrava 1978
- [10] ČSN 05 0120: *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*, ÚNM, Praha 1971
- [11] NORD – G 1000 PL CZ RU: *50 Hz motory s převodovkou / Pevný počet otáček*, Hamburg (DE) 2008
- [12] RENK: *Bogenzahn Kupplungen*, Rheine (DE) 2001
- [13] SKF – 6000 CS: *Hlavní katalog*, Budapest (HU) 2007

SEZNAM PŘÍLOH

- A. Výkres č. 0-RIH071-033, rev-0, Válečkový dopravník 35m
- B. Kusovník č. K-0-RIH071-033, rev-0
- C. Výkres č. 1-RIH071-034, rev-0, Váleček
- D. Kusovník č. K-0-RIH071-034, rev-0